

**COOLER FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE****Publication number:** JP3168319 (A)**Publication date:** 1991-07-22**Inventor(s):** KOKUBO AKIHISA; MATSUO HIROKI**Applicant(s):** NIPPON DENSO CO**Classification:**

- international: F01P7/16; F01P7/14; (IPC1-7): F01P7/16

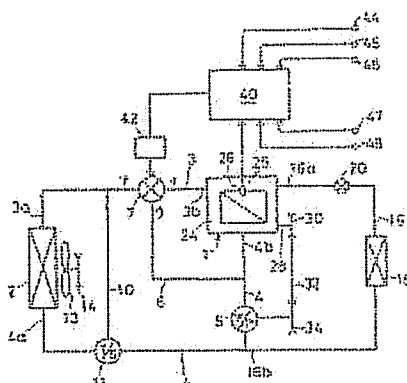
- European:

**Application number:** JP19890308479 19891128**Priority number(s):** JP19890308479 19891128**Also published as:**

JP2734695 (B2)

**Abstract of JP 3168319 (A)**

**PURPOSE:** To enable operation of high heat efficiency by providing a three-way valve which adjusts water quantity of circulating cooling water made at a low temperature by a heat exchanger in an internal combustion engine. **CONSTITUTION:** An engine 1 is connected to a radiator 2 through first and second water passages 3, 4. A water pump 5 which circulates cooling water is arranged on the way of the second water passage 4. One end of a bypass passage 6 is connected to the downstream position from the pump 5 on the second water passage 4. The other end of the bypass passage 6 is connected to the first water passage 3. At a confluent part of the bypass passage 6 and the first water passage 3, a three-way solenoid valve 7 is arranged. Since the cooling water made at a low temperature by a radiator 2 is adjusted in its water quantity circulated in an engine 1 by switching the three-way solenoid valve 7, cooling heat loss emitted from the engine 1 to the cooling water is not increased more than a required level according to an operation condition of the engine 1. Heat efficiency of the engine 1 is thus improved.



Data supplied from the esp@cenet database — Worldwide

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平3-168319

⑤ Int. Cl.<sup>5</sup>

識別記号

庁内整理番号

④ 公開 平成3年(1991)7月22日

F 01 P 7/16

D

6848-3G

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全7頁)

⑭ 発明の名称 内燃機関の冷却装置

⑯ 特 願 平1-308479

⑰ 出 願 平1(1989)11月28日

⑱ 発 明 者 小 久 保 彰 久 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

⑲ 発 明 者 松 尾 弘 樹 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

⑳ 出 願 人 日本電装株式会社 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

㉑ 代 理 人 弁理士 服部 雅紀

明 細 書

1. 発明の名称

内燃機関の冷却装置

2. 特許請求の範囲

(1) 内燃機関の冷却水を外気と熱交換することによって冷却する熱交換器と、

前記内燃機関から流出する高温の冷却水を前記熱交換器に導く第1導水路と、

前記熱交換器により低温となった冷却水を前記内燃機関に還流させる第2導水路と、

前記第1導水路または前記第2導水路中に設けられ、前記冷却水を循環させる冷却水循環手段と、

前記第1導水路の流路途中と前記第2導水路の流路途中とを連通させるバイパス路と、

前記第1導水路と前記バイパス路との合流部に冷却水の流れを切替可能な三方弁と、

を有することを特徴とする内燃機関の冷却装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、車両用エンジン等の内燃機関を冷却する冷却装置に関するものである。

(従来技術)

一般に車両用エンジンの冷却装置は、エンジンとラジエータとを流体パイプで連結し、両者間を流れる冷却装置をウォーターポンプで循環させている。例えば特開昭63-268912号公報に開示される冷却装置においては、ラジエータの入口側と出口側とをバイパス管で連通させ、車両用エンジンから流出する冷却水の温度が所定値未満の場合には、バイパス管へ冷却水を流すことによりラジエータをバイパスさせる。一方、冷却水温度が所定値以上の場合には、サーモスタットを開弁することによってバイパス管を閉鎖し、ラジエータに冷却水を流して熱交換作用により冷却水を冷却する。

(発明が解決しようとする課題)

しかしながら、従来の冷却装置によると、エン

ジン始動直後には、エンジンを循環する低温の冷却水によりエンジンを冷却する作用が効果的に働くので暖機運転が抑制されて低熱効率の運転が長時間継続し、また通常時あるいはヒータモード時には、エンジンを循環する冷却水がエンジンを効果的に冷却するので、エンジン壁温が所定値以上に上昇せず熱効率が低下するという問題がある。

本発明は、このような問題点を解決するためになされたもので、エンジンの運転条件に応じて冷却水の循環する回路を切替え、高熱効率の運転を可能にするようにした内燃機関の冷却装置を提供することを目的とする。

(課題を解決するための手段)

そのために、本発明の内燃機関の冷却装置は、内燃機関の冷却水を外気と熱交換することによって冷却する熱交換器と、前記内燃機関から流出する高温の冷却水を前記熱交換器に導く第1導水路と、前記熱交換器により低温となった冷却水を前記内燃機関に還流させる第2導水路と、前記第1導水路または前記第2導水路中に設けられ、前記

冷却水を循環させる冷却水循環手段と、前記第1導水路の流路途中と前記第2導水路の流路途中とを連通させるバイパス路と、前記第1導水路と前記バイパス路との合流部に冷却水の流れを切替可能な三方弁とを有することを特徴とする。

(作用)

熱交換器により低温となった冷却水は、三方弁の切替によって内燃機関に還流される水量が調整され、内燃機関から冷却水に放出される冷却損失熱量が内燃機関の運転状態に応じて必要以上に増大されることがない。また熱交換器の放熱能力は変化しないので、水温平衡時、つまり冷却損失熱量と熱交換器の放熱量が等しいときには内燃機関から流入する冷却水の温度は低下し、オーバーヒートしにくくなる。

(実施例)

以下、本発明の実施例を図面にもとづいて説明する。

第1図は本発明の実施例を示す冷却装置の回路図を示す。

自動車走行用エンジン1と自動車用ラジエータ2とは、第1導水路3および第2導水路4により連結されている。すなわち、第1導水路3の一端3aはラジエータ2の入口側に接続され、他端3bはエンジン1のシリンダヘッド側に接続されている。第2導水路4の一端4aはラジエータ2の出口側に接続され、他端4bはエンジン1のシリンダブロック側に接続されている。エンジン1によって比較的高温となった冷却水は、第1導水路3を通してラジエータ2内に流入し、熱交換されて低温冷却水となり、この低温冷却水は第2導水路4を通してエンジン1内に流入しシリンダブロック側よりシリンダヘッド側に流れてエンジンの冷却を行なう。

第2導水路4の流路途中には、ラジエータ2とエンジン1との間で冷却水の循環を行なうウォーターポンプ(冷却水循環手段)5が配されている。第2導水路4のウォーターポンプ5から下流位置には、バイパス路6の一端が接続されており、このバイパス路6の他端は第1導水路3に接続され

ている。そしてこのバイパス路6と第1導水路3との合流部に三方電磁弁(三方弁)7が配されている。この三方電磁弁7は、油圧式、電気式、負圧式のアクチュエータ42を用いて冷却水の流れ方向を制御するもの等が用いられる。

第2導水路4のウォーターポンプ5から上流位置にはラジエータバイパス路10の一端が接続されている。このラジエータバイパス路10の他端は第1導水路3に接続されており、第1導水路3を流れる冷却水がラジエータ2をバイパスできるようになっている。ラジエータバイパス路10と第2導水路4の接続部には、サーモスタット(電気式制御弁)11が配されており、第1導水路3からラジエータバイパス路10に流れ込む冷却水の温度が設定値未満の場合ラジエータバイパス路10を開放し、設定値以上の場合ラジエータバイパス路10を閉鎖し、第1導水路3を流れる冷却水の全量がラジエータ2に流入する。これにより高温の冷却水をラジエータ2で冷却する。

ラジエータ2の後面には、ラジエータ2に冷却

用空気を吸い込むためのラジエータファン13が配設されている。このラジエータファン13は、エンジン1の駆動力が伝達される図示しないベルトおよびプーリ14によって回転駆動される。ラジエータファン13の回転駆動は、このほか電動モータ、油圧モータ等によることも可能である。

第1導水路3にはヒータ流路16の一端16aが接続されており、このヒータ流路16の他端16bは第2導水路4のサーモスタット11とウォーターポンプ5との間に接続されている。そして、ヒータ流路16の流路途中には従来より公知のヒータコア18が接続されており、その上流には水弁20が配設されている。

エンジン1の内部の水通路は、シリンダブロック部水路24とシリンダヘッド部水路25とからなり、シリンダヘッド部水路25に冷却水温度を測定するための水温センサ26が配設されている。エンジン1のクランクシャフト28から伝達される駆動力は、伝動プーリ30、ベルト32および伝動プーリ34を介してウォーターポンプ5に伝

導水路3に流出し、この第1導水路3を通してラジエータ2内に流れ込む。ラジエータ2内では高温冷却水と外部空気とが熱交換され、低温となった冷却水は第2導水路4に流出し、再びウォーターポンプ5に吸入される。

エンジン1の始動直後のように、水温センサ26で検知された水温が所定値未満の場合では、電子制御回路40からサーモスタット11を開くように制御信号が送信され、第1導水路3に流出した冷却水は、ラジエータバイパス路10を流れることによりラジエータ2をバイパスする。

車室内を暖房しようとする時は、水弁20を開弁させる。すると、エンジン1のシリンダヘッド部水路25から導いた流路16に流出した高温の冷却水の一部は、ヒータ流路16内を流れ、ヒータコア18内で導入空気と熱交換して導入空気を暖める。熱交換された冷却水は、再びウォーターポンプ5の吸い込み側に導かれる。

次にエンジンの運転モードに応じて冷却水の循環する水路がどのようになるかについて、①暖機

達される。

第1図において符号40で示される電子制御回路(ECU)は、車室外の空気温度を検知する外気温センサ44、エンジン1に吸入される吸入空気温度を検知する吸気温センサ45、エンジン1の吸気管内を検知する負圧センサ46、車体速度を検知する車速センサ47、エンジン1の回転数を検知する回転数センサ48からのそれぞれの検知信号を受ける。これらの信号を受けて、冷却装置の最適状態を演算し、三方電磁弁7、ウォーターポンプ5、サーモスタット11、水弁20のそれぞれのアクチュエータに制御信号を送信する。

次に、実施例の作動について説明する。

エンジン1が駆動されると、その駆動力を受けてウォーターポンプ5が回転される。このウォーターポンプ5から吐出された冷却水は、その一部がバイパス路6に流れ、残余部がエンジン1内に流入する。エンジン1のシリンダブロック部水路24およびシリンダヘッド部水路25を流れてエンジン1を冷却して高温となった冷却水は、第1

モード、②ヒータモード、③熱効率向上モードに分けて説明する。

①暖機モードの場合、第2図に示すような冷却水の流路をとる。すなわち、水温センサ26で検知されたエンジン壁温が所定値未満の場合は電子制御回路40の指令によりアクチュエータ42が三方電磁弁7を第3図に示す流路方向となるように設定する。この状態でエンジンを始動すると、サーモスタット11が開状態にあるのでウォーターポンプ5からバイパス路6を経て第1導水路3を通る冷却水は、ラジエータバイパス路10を通り、サーモスタット11から第2導水路4を通してウォーターポンプ5に戻り、エンジン1およびラジエータ2をバイパスした回路を冷却水が流れる。エンジン1内の冷却水は、シリンダブロック部水路24およびシリンダヘッド部水路25の閉じた回路を循環しかつ最小の水容量となるのでエンジン壁温の上昇が促進される。

次にエンジンの暖機が促進されてエンジン壁温が所定値以上になると、水温センサ26からの信

号を受けた電子制御回路40からの指令によりアクチュエータ42の作動によって三方電磁弁7が第5図に示すように切り替わる。すると第4図に示す②ヒータモードの場合の冷却水の流れとなる。

②ヒータモードの場合、ウォーターポンプ5から流出した冷却水は、エンジン1内の流水抵抗が比較的大きいこととの関係から冷却水の全循環流量の大半がバイパス路6を通過して、全冷却損失熱量の約7割を発散するシリンダヘッド部水路25に直接低温の冷却水が流れ込むことにより、一種の対向流的な流れとなって熱効率が増すとともに、シリンダブロック部水路24内の冷却水の流速は暖機運転時より増し、これらの相乗効果により冷却水の水溫上昇効果が促進される。またエンジン1の内部を流れる冷却水の水量は、シリンダヘッド部水路25を流れる量が相対的に多くシリンダブロック部水路24を流れる冷却水量は従来のエンジン冷却時の冷却水量よりも大幅に減少することから、エンジン壁温は従来よりも高温になるので、ピストン摺動摩擦低減による燃費の向上が図

熱効率の向上が図られる。しかし、この熱効率向上モードで運転し続けると、エンジン1の温度は次第に上昇するので、所定値以上の異常高温時になった時には、水温センサ26からの信号を受けて三方電磁弁7を第9図に示すように切り替え、第8図に示すような冷却水の回路をとるようにする。すると、エンジン1のシリンダブロック部水路24からシリンダヘッド部水路25を循環する冷却水量が増大しエンジン壁温を低下しようと働く。エンジン水溫が所定値未満になると、再び三方電磁弁7が第7図に示すように切り替わり第6図に示す循環回路となり、エンジン壁温を相対的に高温の適温範囲内に保持し、熱効率の向上がはかられる。これをグラフに表わすと第10図に示すようなタイムチャートとなる。

第10図に示されるように、本発明の実施例においては、エンジン壁温が所定値以上になると第6図に示す本発明の流れであるAモードから第8図に示す従来の流れであるBモードに切り替わる。この場合エンジンを流れる冷却水の循環流量  $V_e$

れる。この場合、ヒータ作動時には冷却水はヒータコア18で導入空気と熱交換され、ヒータ回路16を通る冷却水はヒータコア18で熱を奪われ低温の冷却水となってウォーターポンプ5に入る。ヒータ非作動時には、ヒータコア18は冷却水通路として働き熱交換は行なわれない。

③熱効率向上モード時の場合、三方電磁弁7は第7図に示すように切り替わる。すなわち、この場合は低負荷運転ないしは低速運転時等の比較的エンジン壁温が低い時のモードである。この運転条件では第6図に示すように、ウォーターポンプ5から流出した冷却水は、エンジン1をバイパスしてバイパス路6を通過して三方電磁弁7からラジエータバイパス路10からサーモスタット11を循環する。この第6図に示す冷却水の回路においては、第2図に示す暖機モードと同様にエンジン1の通水抵抗のバランスの関係から冷却水の大半がバイパス路6を流れ、エンジン1を循環する冷却水量は大幅に減少される。したがって、エンジン壁温は従来の場合よりも相対的に高くなるので、

は小量流量から大量流量に切り替わり、エンジンのシリンダブロック部水路24およびシリンダヘッド部水路25を流れる冷却水により冷却効果を促進しエンジン壁温  $T_m$  を低下させる。エンジン壁温  $T_m$  が所定値未満に低下すると、第8図に示すBモードから第6図に示す本発明の流れであるAモードに切り替わる。このようにして、第10図に示されるエンジン壁温  $T_m$  の温度が従来例に比べて本発明実施例では相対的に高い温度に保持され、所定の適温範囲内において高い熱効率が維持されて燃費の向上、熱効率の向上、エンジン出力のアップ等が図られる。またエンジンのピストン摺動部等における機械摩擦損失の低減が図られるとともに排気ガス中のHC等の排気有害ガスの低減が図られる。

本発明の実施例においては、エンジン始動直後の運転時にはエンジンを循環する冷却水量を低減して暖機を促進し高熱効率の運転に達するまでの時間を短縮し、また車両走行中の使用頻度の高い低負荷運転ないしは低速運転時あるいはヒータ

モード時にはエンジン壁温を相対的に高い温度に保持して熱効率の向上をはかるので、熱効率向上に伴う前述した燃費の低減および排気の浄化等の顕著な効果を得ることができる。

なお、ウォーターポンプ 5 はエンジン 1 の駆動力を受けて回転するものとしたが、本発明では、電動式、油圧式等のウォーターポンプとしてもよい。またウォーターポンプの容量をアップするために二連式のウォーターポンプとしてもよいし、従来のウォーターポンプと電動式のウォーターポンプとを直列または並列に配してもよい。

さらには前述の実施例では第1導水路3をシリ  
ンダヘッド側に接続し第2導水路4をシリンド  
ブロック側に接続し、冷却水をシリンドブロ  
ック側からシリンドヘッド側に流すようにし  
たが、シリンドヘッド側からシリンドブロ  
ック側に向けて流すようにしてもよい。また  
前述の冷却装置は、ラジエータファン13の  
回転制御やラジエータシャッタ、サブラジ  
エータ等の通風系の制御と組み合わせること  
により更に細かいエンジン制御が可能

に示す三方弁の開弁方向を示す図、第 8 図は本発明の熱効率向上モードにおけるエンジン高温時における B モード時の冷却水の流れを示す図、第 9 図は第 8 図に示す三方弁の開弁方向を示す図、第 10 図は本発明実施例における熱効率向上モードを説明するための特性図である。

- 1 …エンジン（内燃機関）、
- 2 …ラジエータ（熱交換器）、
- 3 …第1導水路、
- 4 …第2導水路、
- 5 …ウォーターポンプ（冷却水循環手段）、
- 6 …バイパス路、
- 7 …三方電磁弁（三方弁）。

出願人：日本電装株式会社

代理人：弁護士 服部雅紀

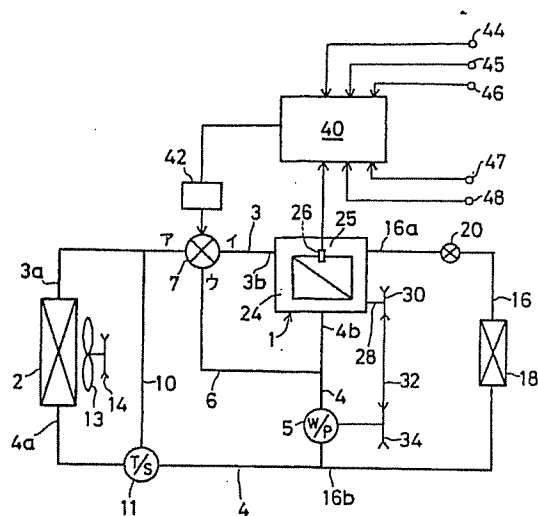
となる。

(発明の効果)

以上説明したように本発明によれば、エンジンから熱交換器に冷却水を流す第1導水路とエンジンをバイパスするバイパス路との合流部に切替用の三方弁を設けたため、運転条件に対応して冷却水の循環する回路を切替え可能なので、エンジンの熱効率を高め、エンジンの出力アップ、燃費の向上、排気の浄化等を確実にはかることができるという効果がある。

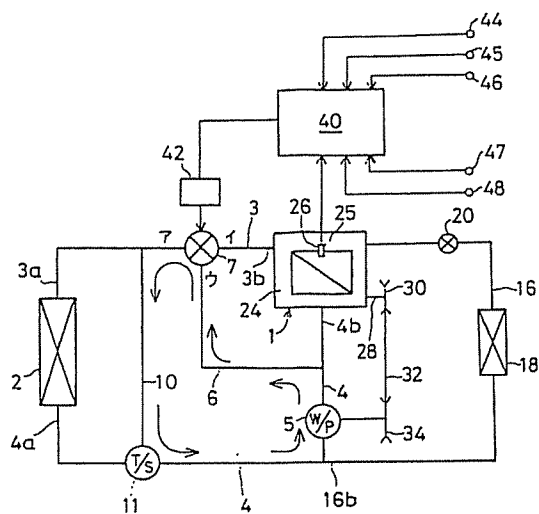
#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の実施例を表わす配管図、第2図は本発明の実施例における暖機モードの冷却水の流れを示す図、第3図は第2図に示す三方弁の開弁方向を示す図、第4図は本発明の実施例のヒータモード時における冷却水の流れを示す図、第5図は第4図に示す三方弁の開弁方向を示す図、第6図は本発明の熱効率向上モードにおけるAモード時の冷却水の流れを示す図、第7図は第6図

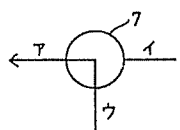


- 1: エンジン (内燃機関)      5: ウォータポンプ (冷却水循環手段)  
2: ラジエータ (熱交換器)      6: バイパス路  
3: 第1導水路      7: 三方弁  
4: 第2導水路

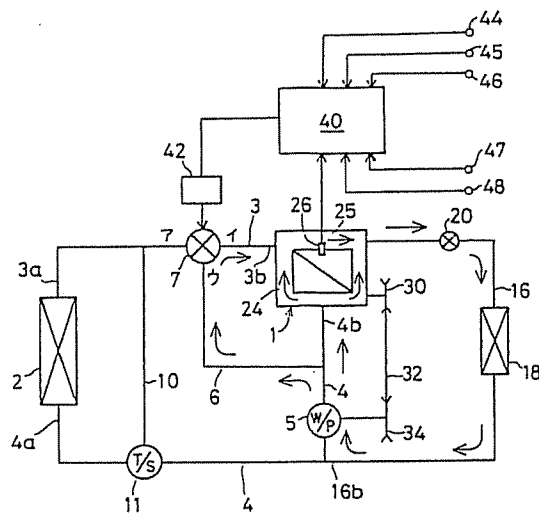
第 1 図



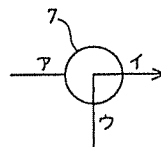
第 2 図



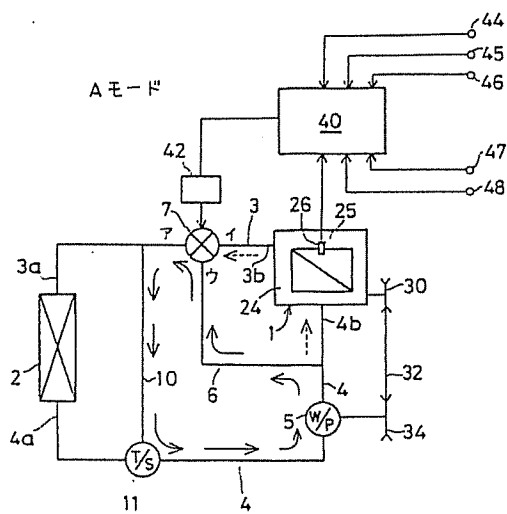
第 3 図



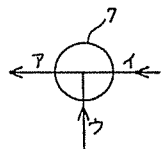
第 4 図



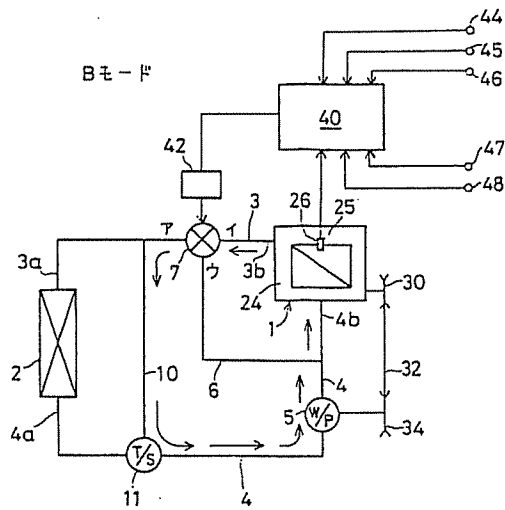
第 5 図



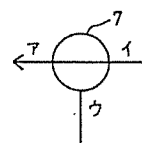
第 6 図



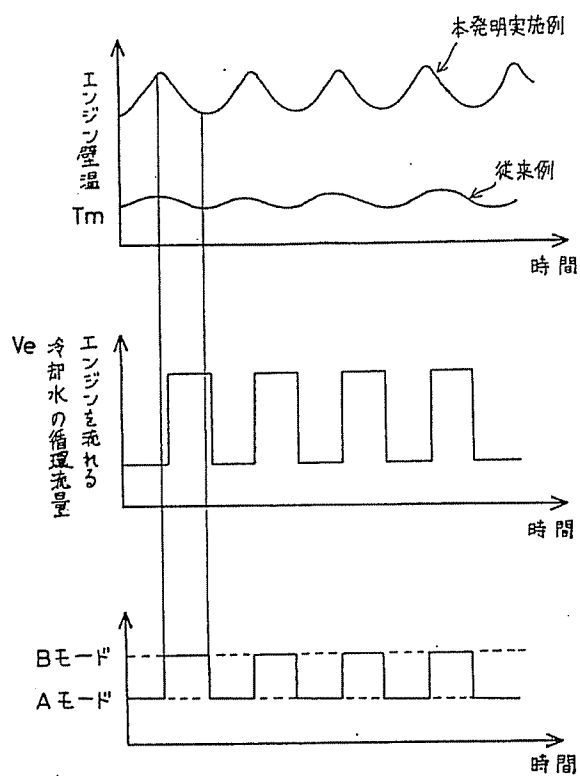
第 7 図



第 8 図



第 9 図



第 10 図